

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 09-133187

(43)Date of publication of application : 20.05.1997

(51)Int.Cl.

F16H 1/20
F16H 55/08
F16H 55/18

(21)Application number : 07-317286

(71)Applicant : TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC
AISIN EE I KK

(22)Date of filing : 10.11.1995

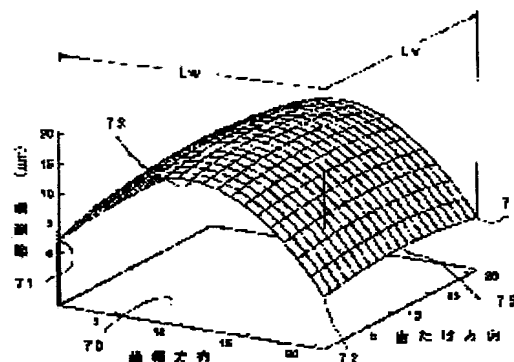
(72)Inventor : TANI HIROFUMI
TOKORO HIROJI
YOSHIKAWA KAZUO
KIMURA JUNZO

(54) TRIAXIAL GEARING AND GEARING

(57)Abstract:

PROBLEM TO BE SOLVED: To suppress the fluctuation of a mesh transmission error, the fluctuation of relative relation of a gear pair, so as to reduce vibration and noise.

SOLUTION: In a triaxial gearing provided with a uniaxial gear and a triaxial gear respectively meshed with a biaxial gear, the gear tooth modifying quantity is determined on the basis of a mesh pressure angle and a helix angle of a base circle in addition to a parallelism error and a stagger error between shafts meshing with teeth. The tooth surface modifying quantity is maximum at the middle 73 from one end 71 of a modifying range to the other end 72 in a face width direction and is minimum at one end 71 and the other end 72, and the modifying quantities at one end and the other end are different within a fixed range.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination]

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number]

[Date of registration]

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

(19)日本国特許庁 (J P)

(12) 公 開 特 許 公 報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平9-133187

(43)公開日 平成9年(1997)5月20日

| (51)Int.Cl. ⁸ | 識別記号 | 庁内整理番号 | F I | 技術表示箇所 |
|--------------------------|------|--------|--------------|--------|
| F 1 6 H 1/20 | | | F 1 6 H 1/20 | |
| 55/08 | | | 55/08 | Z |
| 55/18 | | | 55/18 | |

審査請求 未請求 請求項の数4 F D (全 11 頁)

(21)出願番号 特願平7-317286

(22)出願日 平成7年(1995)11月10日

(71)出願人 000003609

株式会社豊田中央研究所

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1

(71)出願人 592058315

アイシン・エーアイ株式会社

愛知県西尾市小島町城山1番地

(72)発明者 谷 裕文

愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番地の1 株式会社豊田中央研究所内

(74)代理人 弁理士 ▲高▼橋 克彦

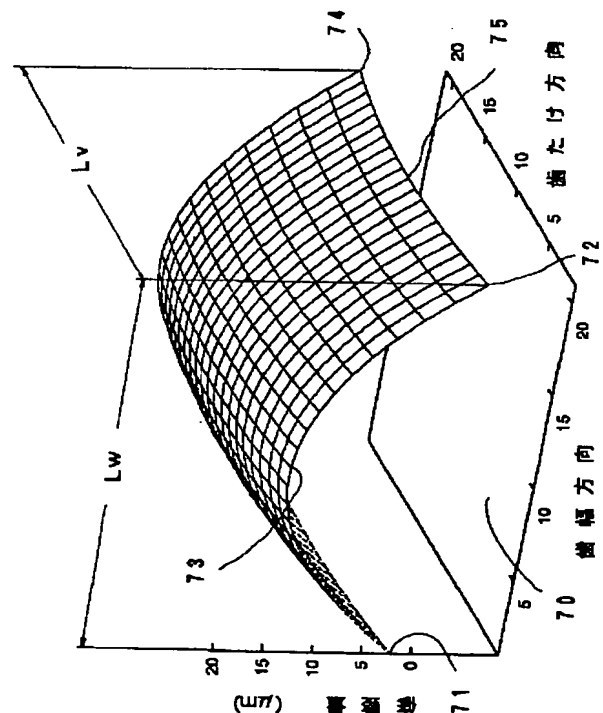
最終頁に続く

(54)【発明の名称】 3軸歯車装置及び歯車装置

(57)【要約】

【課題】 歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を抑制して、振動および騒音を低減すること。

【解決手段】 2軸の歯車にそれぞれ噛み合う1軸の歯車と3軸の歯車とを備えた3軸歯車装置において、前記歯車の歯面の修整量が、該歯車によって噛み合う軸間の前記平行度誤差と前記食い違い誤差に加えて、噛み合い圧力角および基礎円のねじれ角に基づき決定され、前記歯面の修整量は、歯幅方向の修整範囲の一端71から他端72までの中間73において最大となり、前記一端71と他端72において最小となるとともに前記一端と他端とにおける修整量が一定範囲内で異なる3軸歯車装置及び歯車装置。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 2 軸の歯車にそれぞれ噛み合う 1 軸の歯車と 3 軸の歯車とを備えた 3 軸歯車装置において、前記各軸の歯車の歯面が、歯面誤差による回転変動を相殺するように修整されていることを特徴とする 3 軸歯車装置。

【請求項 2】 請求項 1 において、前記 2 軸の前記歯車に対する前記第 1 および前記第 3 の軸の前記各歯車の噛み合いとの作用線上の位相差が、正面法線ピッチの約 $1/2$ になるように前記 1 軸ないし 3 軸を配置したことを特徴とする 3 軸歯車装置。

【請求項 3】 歯車の歯面の修整量が、該歯車によって噛み合う軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定されていることを特徴とする歯車装置。

【請求項 4】 請求項 3 において、前記歯面の修整量は、歯幅方向の修整範囲の一端から他端までの中間において最大となり、前記一端と他端において最小となるとともに、前記一端と他端とにおける修整量が一定範囲内で異なることを特徴とする歯車装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、2 軸の歯車にそれぞれ噛み合う 1 軸の歯車と 3 軸の歯車とを備えた 3 軸歯車装置において、前記各軸の歯車の歯面が、歯面誤差による回転変動を相殺するように修整され、各歯車対の噛み合い伝達誤差波形が逆位相および同振幅になるようにして振動および騒音を低減する 3 軸歯車装置に関する。また本発明は、噛み合い伝達誤差を低減できる歯車装置に関する。

【0002】

【従来の技術】従来の 3 軸歯車装置（特開平 2-8537）は、図 19 に示すように 2 軸 2 S の歯車 2 G にそれぞれ噛み合う 1 軸 1 S と 3 軸 3 S の歯車 2 G、3 G との歯数が同一である 3 軸平行歯車装置において、前記 1 軸 1 S の歯車 1 G と前記 2 軸 2 S の歯車 2 G の噛み合いと、該 2 軸 2 S の歯車 2 G と 3 軸 3 S の歯車 3 G の噛み合いとの作用線上の位相差が正面法線ピッチ P の $1/2$ となるように各歯車軸を配置するものであった。また従来の歯車装置は、噛み合い時の歯の弾性変形のみを考慮して歯面修整を行うものがあった。（特開平 6-280970）

【0003】

【発明が解決しようとする課題】上記従来の 3 軸歯車装置は、前記 1 軸 1 S の歯車 1 G と前記 2 軸 2 S の歯車 2 G の噛み合いと、該 2 軸 2 S の歯車 2 G と 3 軸 3 S の歯車 3 G の噛み合いとの作用線上の位相差が正面法線ピッチ P の $1/2$ となるように各歯車軸を配置するので、噛み合う歯車の歯対のばね剛さの変動による中間軸である 2 軸 2 S の歯車 2 G での起振力を相殺することが出来る

が、歯車装置における起振力は、噛み合う歯車の歯対のばね剛さの変動以外に、歯面誤差による歯車対の相対回転変動によって発生するため、振動および騒音を充分低減することが出来ないという問題があった。

【0004】本発明者らは、前記各軸の歯車の歯面が、軸ないしケース全体の負荷変形に応じて、歯面誤差による回転変動を相殺するように修整され、各歯車対の噛み合い伝達誤差波形が逆位相および同振幅になるようにするという本発明の第 1 の技術的思想に着眼するとともに、歯面の修整量は、歯幅方向の修整開始点から修整終了点までの中間において最大となり、前記修整開始点と修整終了点において最小となるとともに、前記修整開始点と修整終了点とにおける修整量が若干異なるようにするという本発明の第 2 の技術的思想に着眼し、さらに研究開発を重ねた結果、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を抑制して、振動および騒音を低減するという目的を達成する本発明に到達した。

【0005】

【課題を解決するための手段】本発明（請求項 1 に記載の第 1 発明）の 3 軸歯車装置は、2 軸の歯車にそれぞれ噛み合う 1 軸の歯車と 3 軸の歯車とを備えた 3 軸歯車装置において、前記各軸の歯車の歯面が、歯面誤差による回転変動を相殺するように修整されているものである。

【0006】本発明（請求項 2 に記載の第 2 発明）の 3 軸歯車装置は、上記第 1 発明において、前記 2 軸の前記歯車に対する前記第 1 および前記第 3 の軸の前記各歯車の噛み合いとの作用線上の位相差が、正面法線ピッチの約 $1/2$ になるように前記 1 軸ないし 3 軸を配置したものである。

【0007】本発明（請求項 3 に記載の第 3 発明）の歯車装置は、歯車の歯面の修整量が、該歯車によって噛み合う軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定されているものである。

【0008】本発明（請求項 4 に記載の第 4 発明）の歯車装置は、上記第 3 発明において、前記歯面の修整量は、歯幅方向の修整範囲の一端から他端までの中間において最大となり、前記一端と他端において最小となるとともに、前記一端と他端とにおける修整量が一定範囲内で異なるものである。

【0009】（作用）上記構成より成る第 1 発明の 3 軸歯車装置は、2 軸の歯車にそれぞれ噛み合う 1 軸の歯車と 3 軸の歯車とを備えた 3 軸歯車装置において、前記各軸の歯車の歯面が歯面誤差による回転変動を相殺するように修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を相殺するものである。

【0010】上記構成より成る第 2 発明の 3 軸歯車装置は、上記第 1 発明の作用に加え、前記 2 軸の前記歯車に対する前記第 1 および前記第 2 の軸の前記各歯車の噛み合いとの作用線上の位相差が正面法線ピッチの約 $1/2$

になるように、前記 1 軸ないし 3 軸が配置されているので、噛み合う歯車の歯対のばね剛さの変動による中間軸である 2 軸の歯車で起振力を相殺するものである。

【0011】上記構成より成る第 3 発明の歯車装置は、各軸の歯車の歯面が、噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定された修整量に基づき修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を低減するものである。

【0012】上記構成より成る第 4 発明の歯車装置は、各軸の歯車の歯面が、歯幅方向の修整範囲の一端から他端までの中間において最大となり、前記一端と他端において最小となるとともに、前記一端と他端における修整量が一定範囲内で異なるような修整量で修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を効果的に低減するものである。

【0013】

【発明の効果】上記作用を奏する第 1 発明の 3 軸歯車装置は、前記各軸の歯車の歯面が歯面誤差による回転変動を相殺するように修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を相殺するので、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0014】上記作用を奏する第 2 発明の 3 軸歯車装置は、前記 2 軸の前記歯車に対する前記第 1 および前記第 2 の軸の前記各歯車の噛み合いとの作用線上の位相差が正面法線ピッチの約 $1/2$ になるように、前記 1 軸ないし 3 軸が配置されているので、噛み合う歯車の歯対のばね剛さの変動による中間軸である 2 軸の歯車で起振力を相殺するので、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0015】上記作用を奏する第 3 発明の歯車装置は、前記各軸の歯車の歯面が、噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定された修整量に基づき修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を低減するので、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を抑制して、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0016】上記作用を奏する第 4 発明の歯車装置は、前記各軸の歯車の歯面が、歯幅方向の修整範囲の一端から他端までの中間において最大となり、前記一端と他端において最小となるとともに、前記一端と他端における修整量が一定範囲内で異なるような修整量で修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を効果的に低減するので、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を効果的に抑制して、振動および騒音を有効に低減するという効果を奏する。

【0017】

【発明の実施の形態】以下本発明の実施の形態につき、図面を用いて説明する。

【0018】（第 1 実施形態）本第 1 実施形態の 3 軸歯車装置は、図 1 ないし図 17 に示すように 2 軸 20 の歯車 2 にそれぞれ噛み合う 1 軸 10 の歯車 1 と 3 軸 30 の歯車 3 とを備えた 3 軸歯車装置 4 において、前記歯車 1 ないし 3 の歯面の修整量が、該歯車によって噛み合う軸間の前記平行度誤差と前記食い違い誤差に加えて、噛み合い圧力角および基礎円のねじれ角に基づき決定され、前記歯面の修整量は、歯幅方向の修整範囲の一端 71 から他端 72 までの中間 73 において最大となり、前記一端 71 と他端 72 において最小となるとともに前記一端と他端における修整量が一定範囲内で異なるものである。

【0019】前記 3 軸歯車装置 1 は、図 2 に示すように前記 2 軸 20 に対して、該 2 軸 20 に配設された前記歯車 2 にそれぞれ噛み合う前記歯車 1 および前記歯車 3 を備えた前記 1 軸 10 および前記 3 軸 30 がそれぞれ平行に配設され、前記歯車 1 および前記歯車 3 の歯数が同一に設定されたはすば歯車によって構成されている。

【0020】前記 2 軸 20 の前記歯車 2 に対する前記第 1 および前記第 2 の軸 10、20 の前記各歯車 1、2 の噛み合いとの作用線上の位相差が、正面法線ピッチの約 $1/2$ になるように前記 1 軸ないし前記 3 軸 10 ないし 30 が配置されている。

【0021】すなわち前記 1 軸 10 のはすば歯車 1 と前記 2 軸 20 のはすば歯車 2 の噛み合い状態を示す同時接触線 4a と、前記 2 軸 20 のはすば歯車 2 と前記 3 軸 30 のはすば歯車 3 の噛み合い状態を示す同時接触線 5a との同一作用線 5b 上での位相差 6a が正面法線ピッチ (tes) 7a の約 $1/2$ となるように、図 2 および図 5 に示すように前記 1 軸ないし 3 軸 10 ないし 30 が配置されている。

【0022】前記各軸 10 ないし 30 の軸心 O_1 、 O_2 、 O_3 のなす角 γ が、以下の数 1 に示すようになるように前記各軸 10、20、30 が配置されている。

【数 1】

$$\gamma \approx (2\pi/Z_2) \times n + \delta$$

なお、上記数 1 において、 Z_2 は、前記 2 軸のはすば歯車 2 の歯数であり、 n は、整数である。

【0023】上記数 1 における δ は、以下の数 2 で与えられる。

【数 2】

$$\delta = tes / 2rg_2$$

なお、上記数 2 において rg_2 は、前記 2 軸のはすば歯車 2 の基礎円半径であり、tes は、正面法線ピッチである。

【0024】図 2 中 4b は前記 1 軸 10 のはすば歯車 1 と前記 2 軸 20 のはすば歯車 2 との噛み合い作用線であ

り、4 cは同噛み合い長さであり、5 bは前記2軸20のはずば歯車2と前記3軸30との噛み合い作用線であり、5 cは同噛み合い長さであり、2 cは前記2軸20のはずば歯車2の基礎円であり、2 dは前記2軸20のはずば歯車2の歯先円であり、1 cは前記1軸10のはずば歯車1の基礎円であり、3 cは前記3軸30のはずば歯車3の基礎円である。

【0025】次に本第1実施形態における前記各軸に配設した歯車の歯面修正の手順について、図3に示すフローチャートを用いて説明する。上記歯面修整を行うためには、歯車装置（トランスファ）への組み付け状態での噛み合い姿勢を知る必要がある。

【0026】ステップ101において、図4に示されるトランスファの負荷変形測定装置5によって、負荷変形による歯車噛み合い姿勢変化を測定するために各軸およびケースの変形量を測定する。

【0027】前記トランスファの負荷変形測定装置5は、DCモータ50によって減速機およびトルク計測用歪みゲージ51が貼着された中間軸52を介してダイヤルゲージ53を備えた前記歯車装置4の入力軸である前記1軸10を回転駆動するものである。

【0028】前記各軸10、20、30に作用する作用力の方向は、図5に示されるようになり、減速時にお

$$e v j = (\Phi \cos \alpha b + \Psi \sin \alpha b) \cdot x' + (\Phi \cos \alpha b + \Psi \sin \alpha b) \cdot y' \cdot \tan \beta g w$$

上記数3において、

ϕ 食い違い誤差

ψ 平行度誤差

αb 噛み合い圧力角

$\beta g w$ 基礎円のねじれ角

x' 歯面の接触線（図14上CL）上のw座標における位置

y' 歯面の接触線（図14上CL）上のy座標における位置

$e v j$ 歯面誤差

である。

【0032】すなわち、図1において、基準平面70は基準となるインボリュート歯面であり、該歯面において前記歯幅方向の実際に接触する範囲Lwの一端71において2 μ mであり中央73に行くに従い修整量が増加し、該中央73において最大値として略16 μ mの修整量であり、他端72に行くに従い修整量が減少し、該他端72においては0 μ mである。

【0033】前記歯たけ方向の実際に接触する範囲Lvの一端74において0であり中央75に行くに従い修整量が増加し、該中央75において最大値として略2 μ mの修整量であり、他端72に行くに従い修整量が減少し、該他端72においては0 μ mである。

【0034】上記構成より成る第1実施形態の3軸歯車

る前記各軸10、20、30の負荷変形の測定結果が図6ないし図8に示されるようになる。

【0029】ステップ102において、最小自乗法により、ミスアライメントすなわち図10に示される平行度誤差 ψ および食い違い誤差 ϕ を求める実験式を求め、ステップ103において、ギヤノイズが問題となるトルクにおける前記各軸のミスアライメントを求めるとともに、ステップ104において、求めた前記各軸のミスアライメントを前記歯車の歯面の傾きに変換する。

【0030】すなわち上記の結果、入力軸および中間軸との間に減速4kgmのトルクが作用している状態において、平行度誤差が3.3mdegであり、食い違い誤差が-1.8mdegであり、すなわち圧力角誤差が+0.2 μ mであり、ねじれ角誤差が-2.2 μ mであった。

【0031】ステップ105において、前記ステップ104において求めた歯面誤差の一要素である歯たけ方向の前記圧力角誤差と歯幅方向の前記ねじれ角誤差により、ギヤノイズが問題となるトルクでの噛み合い時の歯面の傾きを打ち消すため、図1に示すように以下の数3に従い歯面誤差を求め、これに基づき歯幅方向のクラウニングや歯たけ方向の歯形丸み等の修整を施す。

【数3】

$$e v j = (\Phi \cos \alpha b + \Psi \sin \alpha b) \cdot x' + (\Phi \cos \alpha b + \Psi \sin \alpha b) \cdot y' \cdot \tan \beta g w$$

装置は、前記2軸20の前記歯車2にそれぞれ噛み合う前記1軸10の前記歯車1と前記3軸30の前記歯車3とを備えた3軸歯車装置において、前記各軸の歯車の歯面が、噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定された修整量に基づき修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を相殺するものである。

【0035】上記作用を奏する第1実施形態の3軸歯車装置は、前記各軸の歯車の歯面が、噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき決定された修整量に基づき修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を相殺するので、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を抑制して、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0036】本第1実施形態における上記歯面に修整が施された歯車の伝達誤差の計算値は、図11に示されるように上記従来装置に比べて噛み合い伝達誤差の噛み合い一次成分が低減されていることから明らかである。

【0037】また図9に示されるトランスファの伝達誤差測定装置によって、本第1実施形態の3軸歯車装置の効果を確認するために、上記歯面に修整が施された歯車より成る3軸歯車装置の伝達誤差を実測した。

【0038】すなわち、トランスファの伝達誤差測定装

置は、回転駆動源としてのモータ60と、該モータ60の出力歯車に係合するタイミングベルト61と、該タイミングベルト61によって回転駆動される弾性カップリング62と、該弾性カップリング62に連結するとともに支持板64に支持されたトランスファの入力軸1に連結しているトルク計63と、該入力軸10に配設されたロータリエンコーダ65と、中間軸20に配設されたロータリエンコーダ68と、前記トランスファの出力軸に弾性カップリング66を介して連結しているブレーキ67とから成るものである。

【0039】前記トランスファの伝達誤差測定装置による実測結果は、図13に示される線図から明かなように測定したトルク範囲全域に渡って伝達誤差が低くなっており、修整歯面の効果が確認できた。上記伝達誤差の実測値が、前記図11に示される計算値との間に傾向の合わないところが有るが、それは伝達誤差測定時の歯車軸ミスアライメントが負荷変形計測時と異なっていることが原因と考えられる。

【0040】また第1実施形態3軸歯車装置は、前記2軸20の前記歯車2に対する前記第1および前記第2の軸10、30の前記各歯車1、3の噛み合いとの作用線上の位相差が正面法線ピッチの約 $1/2$ になるように、前記1軸ないし3軸が配置されているので、噛み合う歯車の歯対のばね剛さの変動による中間軸である前記2軸20の前記歯車2での起振力を相殺するので、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0041】さらに第1実施形態の3軸歯車装置は、前記各軸10、20、30の前記歯車1、2、3の歯面が、歯幅方向の修整範囲の一端から他端までの中間において最大となり、前記一端と他端において最小となるとともに、前記一端と他端とにおける修整量が一定範囲内である $2\mu\text{m}$ 異なるような修整量で中央を基準にして略対称に修整されているので、前記各軸の前記歯車が噛み合うときの該歯車の歯面誤差による回転変動を効果的に低減されるので、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を効果的に抑制して、振動および騒音を有効に低減するという効果を奏する。

【0042】すなわち、図12に示されるように、合成圧力角誤差が $10\mu\text{m}$ であり、合成ねじれ角誤差が $10\mu\text{m}$ であった上記従来装置に対して、本第1実施形態装置においては、合成圧力角誤差が $0\mu\text{m}$ であり、合成ねじれ角誤差が $2\mu\text{m}$ であり、噛み合い伝達誤差を抑制するものである。

【0043】3軸歯車装置におけるギヤノイズは、入力・出力歯車対の各噛み合い伝達誤差の低減とともに、図15に示されるように入力軸10と中間軸20とに配設された歯車対1、2の伝達誤差波形と中間軸20と出力軸30とに配設された歯車対2、3の噛み合い伝達誤差波形の相互作用によって決定され、すなわち前記入力軸10ないし出力軸30に配設された歯車1ないし3に作

用する起振力の大きさに対応する噛み合い伝達誤差とギヤノイズレベルとの相関が高いものである。

【0044】すなわち、図17において3軸歯車に作用する起振力の大きさに対応する噛み合い伝達誤差が $11\mu\text{rad}$ 以上の従来の装置は、 80dB 以上のノイズレベルがあり、前記3軸歯車に作用する起振力の大きさに対応する噛み合い伝達誤差が $8\mu\text{rad}$ 以下の本第1実施形態装置については約 75dB であり、振動および騒音が低減されているという効果を確認することが出来るものである。

【0045】なお、本第1実施形態においては、3軸歯車装置であるトランスファの構造から、図15に示されるように入力・出力歯車対の噛み合い開始時期が約半ピッチ位相がずれ、図16(A)および(B)に示されるように各々の伝達誤差波形が逆位相の関係になるため、中間軸20に配設された歯車2に作用する起振力の相殺効果が推察される。

【0046】(第2実施形態) 本第2実施形態の3軸歯車装置は、前記第1実施形態装置における図1に示される略対称形の修整量パターンに対して、図18に示されるように非対称形の修整量パターンに従い歯車の歯面を修整する点が相違するものであり、以下相違点を中心に説明する。

【0047】すなわち、図18において、基準平面80は基準となるインボリュート歯面であり、該歯面において前記歯幅方向の実際に接触する範囲 L_w の一端81において0であり中央83に行くに従い修整量が増加し、該中央83において最大値として略 $24\mu\text{m}$ の修整量であり、他端82に行くに従い修整量が減少し、該他端82においては $17\mu\text{m}$ である。

【0048】前記歯たけ方向の実際に接触する範囲 L_v の一端84において略 $21\mu\text{m}$ であり前記他端82に行くに従い修整量が徐々に減少し、該他端82においては $17\mu\text{m}$ である。

【0049】上記構成より成る第2実施形態の3軸歯車装置は、図12に示すように合成圧力角誤差をほぼ0にするもので、図11に示すように噛み合い伝達誤差の噛み合い一次成分が従来装置に比べて低減されるもので、歯車対の相対回転変動である噛み合い伝達誤差の変動を抑制して、振動および騒音を低減するという効果を奏する。

【0050】噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差は、軸およびケース全体の剛性あるいは、ケース軸受穴の位置度誤差によって決定されるので、図18に示される修整量パターンの本第2実施形態装置は、比較的軸およびケース全体の剛性が低いあるいは、ケース軸受穴の位置度誤差が大きい3軸歯車装置に適していることになる。

【0051】上述の実施形態は、説明のために例示したもので、本発明としてはそれらに限定されるものではない。

く、特許請求の範囲、発明の詳細な説明および図面の記載から当業者が認識することができる本発明の技術的思想に反しない限り、変更および付加が可能である。

【0052】上述の実施形態においては、一例として軸およびケース全体の剛性によって決定まる噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差に基づき、歯車の歯面が修整された例について説明したが、本発明としてはそれらに限定されるものではなく、3軸歯車装置およびトランスファの軸およびケース全体の剛性に基づく軸間の平行度誤差と食い違い誤差に応じて幾多の態様が採用されるものである。

【0053】上述の実施形態においては、3軸歯車装置を例に説明したが、本発明は遊星歯車装置にも応用が可能である。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の第1実施形態における歯車の歯面の3次元修整量パターンを示す線図である。

【図2】本第1実施形態における各歯車の噛み合い状況を示す説明図である。

【図3】本第1実施形態における歯面修整のフローを示すチャート図である。

【図4】本第1実施形態において用いられるトランスファの負荷変形測定装置を示す側面図である。

【図5】本第1実施形態の各歯車軸の作用力の方向を示す説明図である。

【図6】本第1実施形態の入力軸の負荷変形の測定結果を示す線図である。

【図7】本第1実施形態の中間軸の負荷変形の測定結果を示す線図である。

【図8】本第1実施形態の出力軸の負荷変形の測定結果を示す線図である。

【図9】本第1実施形態において用いられるトランスフ

アの伝達誤差測定装置を示す側面図である。

【図10】本第1実施形態における噛み合う歯車を備えた軸間の平行度誤差と食い違い誤差を説明するための説明図である。

【図11】本第1および第2実施形態における修整歯面の伝達誤差計算値を示す線図である。

【図12】本第1および第2実施形態の合成圧力角誤差および合成ねじれ角誤差を示す線図である。

【図13】本第1実施形態における伝達誤差の計算値および実測値を示す線図である。

【図14】本第1実施形態における歯面修整を説明するための線図である。

【図15】本第1実施形態における3軸歯車装置に作用する起振力の大きさに対応する噛み合い伝達誤差を説明するための説明図である。

【図16】本第1実施形態における歯のばね剛さおよびかみあい伝達誤差の時間的変化を示す線図である。

【図17】本第1実施形態における3軸歯車に作用する起振力の大きさに対応する伝達誤差計算値およびノイズレベル実測値を示す線図である。

【図18】本発明の第2実施形態における歯車の歯面の3次元修整量パターンを示す線図である。

【図19】従来装置における各歯車の噛み合い状況を示す説明図である。

【符号の説明】

1、2、3 歯車

10 1軸

20 2軸

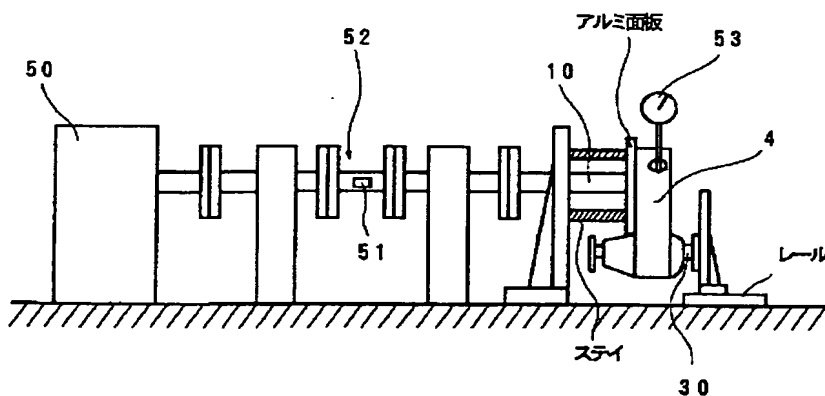
30 3軸

71 修整範囲の一端

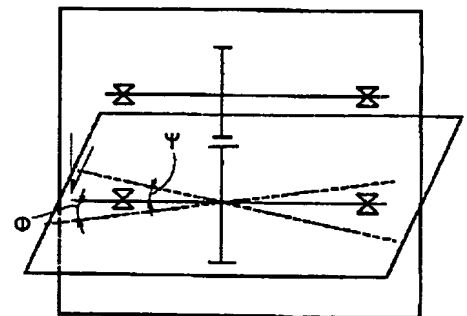
72 修整範囲の他端

73 修整範囲の中間

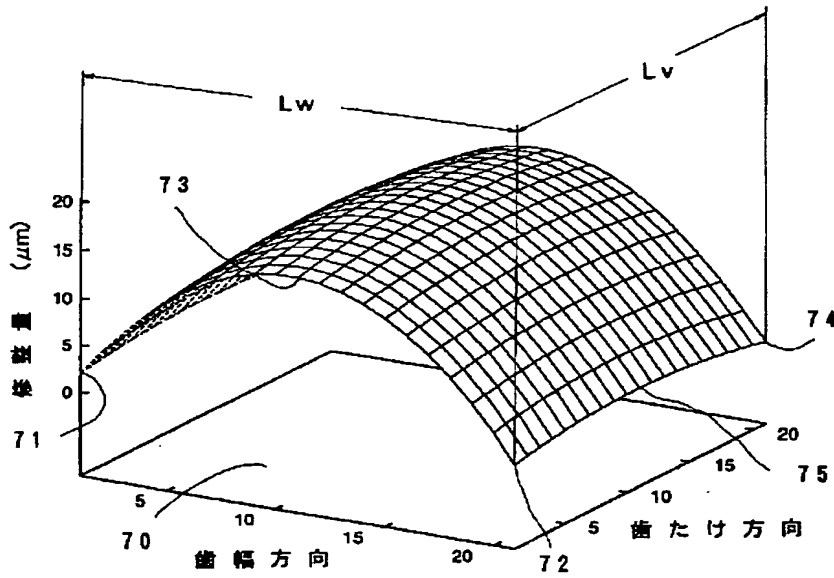
【図4】



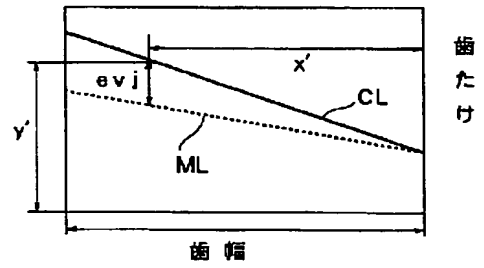
【図10】



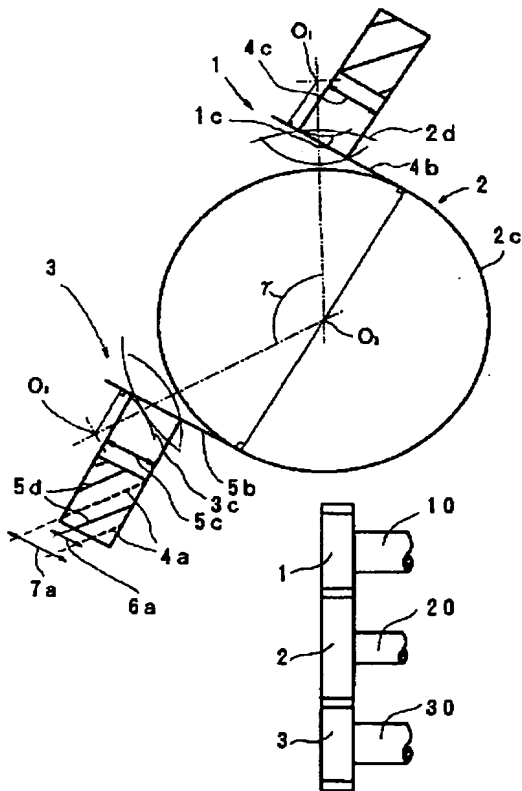
【図1】



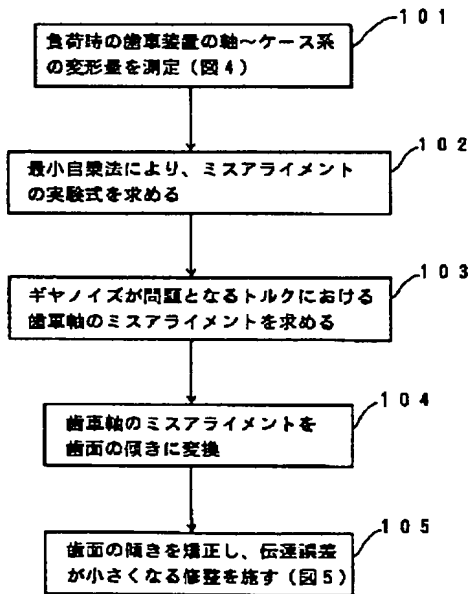
【図14】



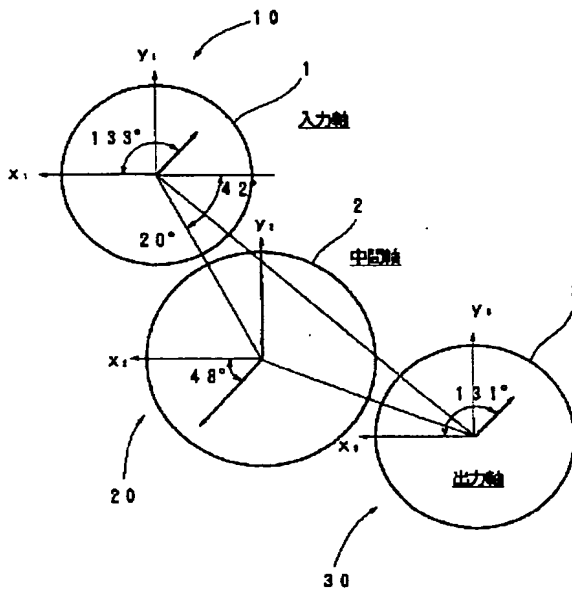
【図2】



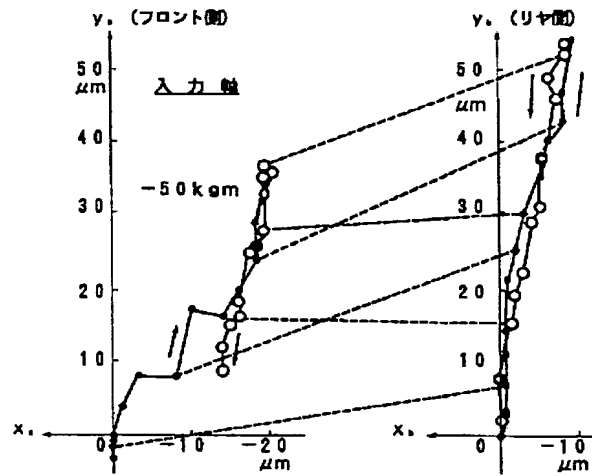
【図3】



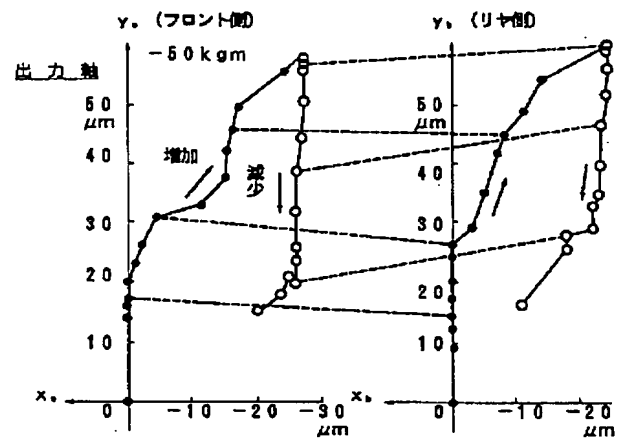
【図5】



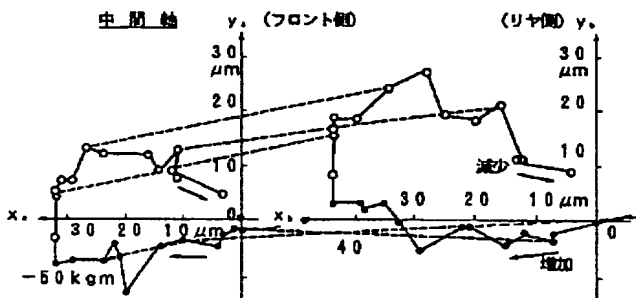
【図6】



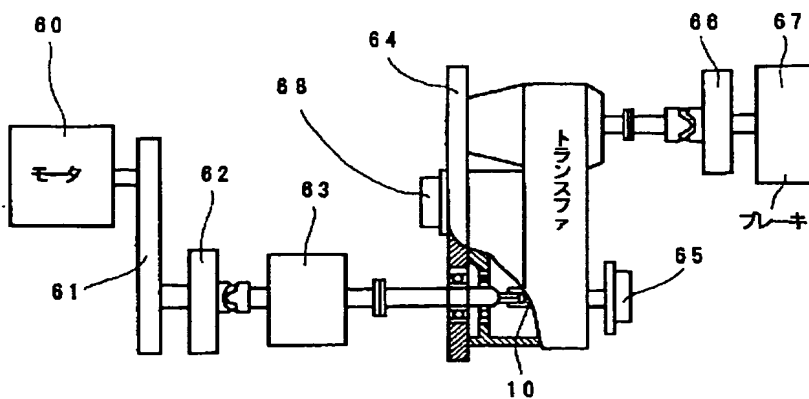
【図8】



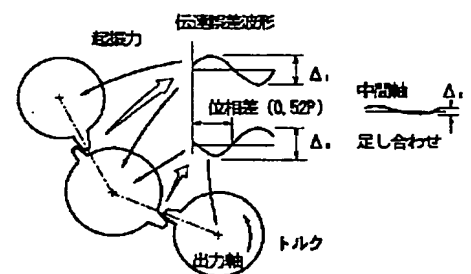
【図7】



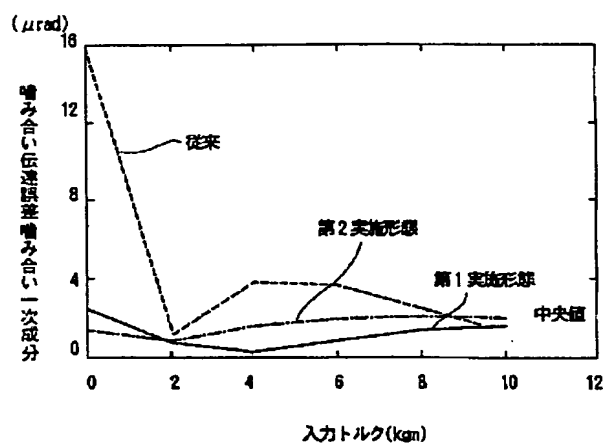
【図9】



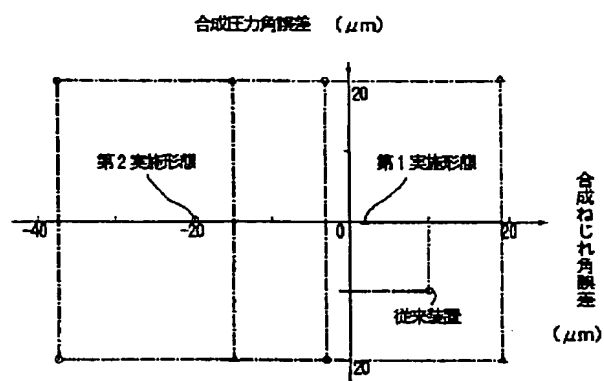
【図15】



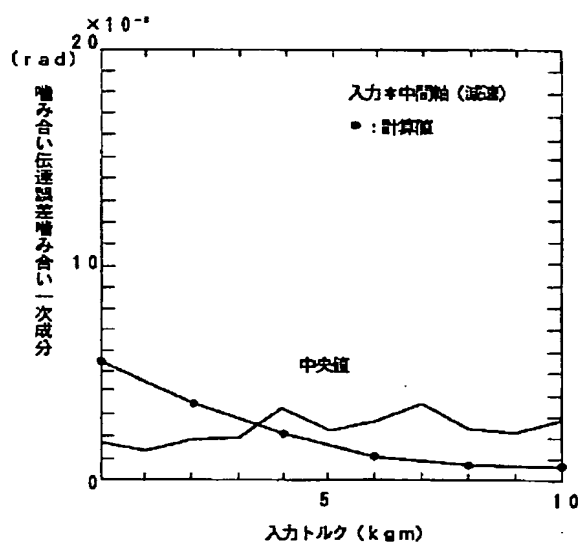
【図11】



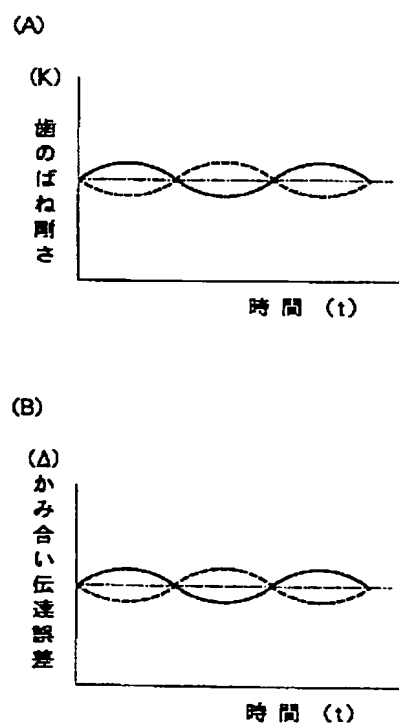
【図12】



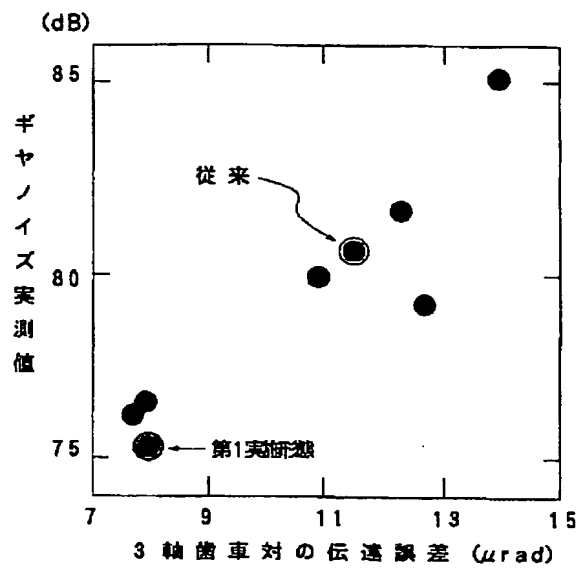
【図13】



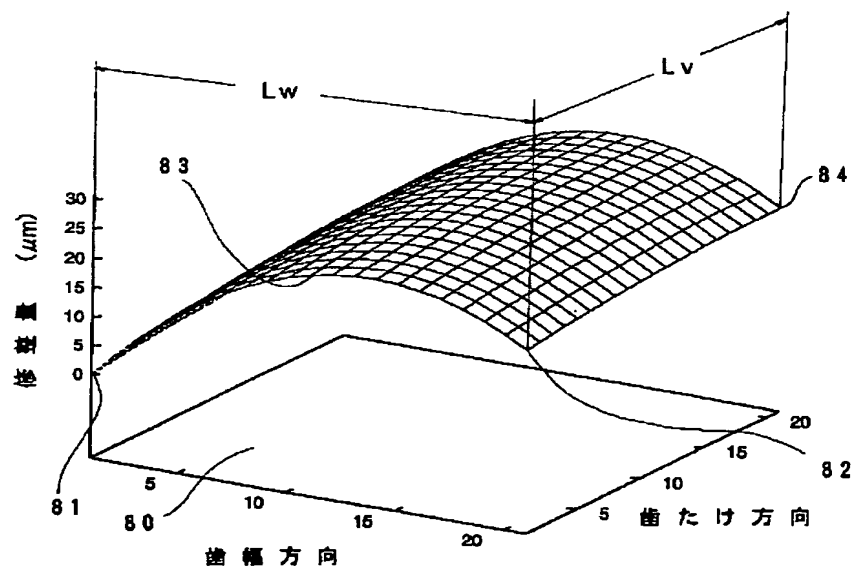
【図16】



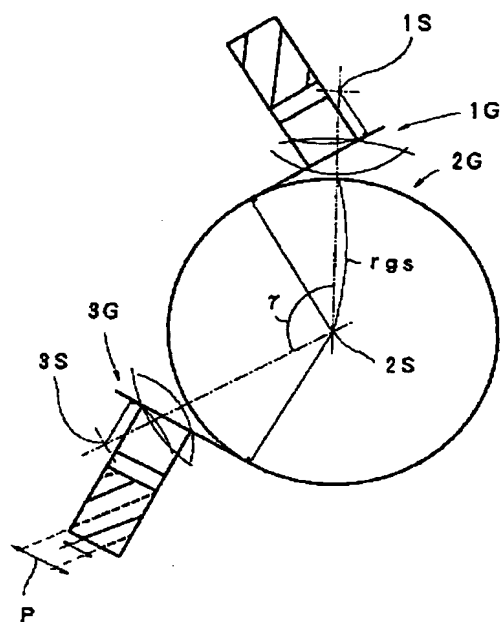
【図17】



【図18】



【図19】



フロントページの続き

(72)発明者 所 博治
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 吉川 和男
愛知県愛知郡長久手町大字長湫字横道41番
地の1 株式会社豊田中央研究所内

(72)発明者 木村 潤三
愛知県西尾市小島町城山1番地 アイシ
ン・エーアイ株式会社内